

VŠB - Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Konstrukce přípravku pro statické testování dopravníkového válečku

Design of a Conveyor Roller Static Testing Device

Student:

Zdeněk Popelka

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.

**Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....  
podpis studenta

## Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Zdeněk Popelka

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Rakodavy 303, Věrovany 783 75

## Zadání bakalářské práce

Student:

**Zdeněk Popelka**

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

2302R010 Konstrukce strojů a zařízení

Specializace:

40 Konstrukce strojních dílů a skupin

Téma:

**Konstrukce přípravku pro statické testování dopravníkového válečku  
Design of a Conveyor Roller Static Testing Device.**

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte rešerši výrobního programu dopravníkových válečků zadavatele, firmy Transroll, a po konzultaci s vedoucím bakalářské práce a se zadavatelem navrhnete sortiment válečků, který by bylo možno na přípravku testovat.
2. Na základě informací o způsobech zatěžování válečků, získaných jak od zadavatele, tak z odborné literatury, zjistíte možnou strukturu zatěžování - rozložení sil a tlaků na povrch válečku.
3. Navrhnete konstrukční řešení testovacího přípravku pro zvolený sortiment válečků. Soustředíte se především na variantní řešení způsobu zatěžování s respektováním nesejnoměrného rozložení zatížení. Testovací přípravek musí být umísťitelný do trhačického stroje ZD40 katedry Částí a mechanismů strojů. Zatěžování válečků se předpokládá jak statické, tak cyklické, přičemž se váleček nebude otáčet.
4. Nakreslete sestavný výkres testovacího přípravku včetně kasovníku.

Seznam doporučené odborné literatury:

- BOHÁČEK, F. *Části a mechanismy strojů 1 - Spoje*. Brno: VUT Brno, 1987.  
BOLEK, A. a kol. *Části strojů - svazek 1*. Praha: SNTL, 1990.  
NĚMEC, J. a kol. *Průmysl a povrch ve strojírenství*. Praha: SNTL, 1989.  
ČSN 01 6910 *Úprava přesnosti psaných strojů nebo zpracovaných testovacími editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997.  
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996.  
FARANA, R. aj. *Zpracování závěrečných textů z oblasti automatizace a informatiky. Včetně anglicko-švédského slovníku automatizační techniky a řízení*. 1. vyd. Ostrava: VŠB TU Ostrava, 2004.

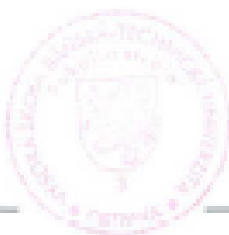
Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Zdeněk Folta, Ph.D.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011

  
\_\_\_\_\_  
prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry



  
\_\_\_\_\_  
prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

POPELKA, Z. *Konstrukce přípravku pro statické testování dopravníkového válečku* : bakalářská práce. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2011, 52 s. Vedoucí práce: Folta, Z.

Cílem bakalářské práce je přípravek pro statické testování dopravníkového válečku. V úvodu jsou objasněny důležité součásti dopravníků a výběru testovaného válečku. Dále bylo vypočítáno zatížení válečku, které bylo upraveno tak, aby mohlo být přípravkem simulováno. Byla navržena a spočítána konstrukce přípravku. Spodní část pro uchycení válečku a horní pro zatěžování válečku. Oba díly jsou vytvořeny tak, aby mohly být usazeny do trhacího stroje ZD40. V příloze je sestavný výkres obou částí přípravku a sestava přípravku umístěná v trhacím stroji.

## ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

POPELKA, Z. *Design of a Conveyor Roller Static Testing Device* : bachelor thesis. Ostrava : VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanism, 2011, 52 s. Thesis head: Folta, Z.

The aim of this thesis is testing device for static testing of a conveyor roller. The introduction explain main parts of a roller conveyor and clarification selecting type of a testing roller. The load of a roller was calculated and was modified for simulation at the testing device. The construction of a testing device was also designed and calculated. The bottom part for holding roller and upper part for making load. Both parts were constructed for using on a tensile machine ZD40. The attachment includes the plan of both parts and assembly plan of a testing device placed into the tensile machine.

## Seznam použitého značení

Název	Značka	Jednotka
Ložná šířka pásu	b	mm
Šířka pásu	B	mm
Šířka rozložení těživa	$b_1$	mm
Součinitel závislý na dopravovaném těživu a tahu v pásu	c	-
Tuhost	C	$N \cdot mm^{-1}$
Průměr válečku	D	mm
Průměr nahrazujícího hřídele	d	mm
Velký průměr	d	mm
Průměr díry silentbloku	$d_1$	mm
Střední průměr	$d_2$	mm
Malý průměr	$d_3$	mm
Minimální průřez dřívku šroubu	$d_3'$	mm
Průměr díry pro šroub	$D_o$	mm
Joungův modul pružnosti v tahu	E	Mpa
Síla jednotlivých elementů	$F_{1,2,3...}$	N
Jednotková síla působící na váleček pod elementy	$F_{i1,2,3}$	N
Tření pod maticí	$f_m$	-
Osová síla	$F_o$	N
Součinitel tření	$f_z$	-
Gravitační zrychlení	g	$m \cdot s^{-1}$
Výška dolní části zvětšené plochy	h	mm
Výška silentbloku	$H_1$	mm
Počet profilů	i	-
Moment setrvačnosti k ose ohybu	$I_y$	$mm^4$
Bezpečnost	k	-
Statická bezpečnost	$k_s$	-
Šířka jednotlivých ploch pod zatěžujícími elementy	$l_{1,2,3}$	mm
Délka válečku	l	mm
Délka ramene	L	mm
Šířka silentbloku	$L_1$	mm
Délka jednoho svaru	$L_{1s}$	mm

Název	Značka	Jednotka
Délka silentbloku	$L_2$	mm
Délka hřídele válečku	$L_2$	mm
Celková délka svaru	$l_s$	mm
Délka podstavy trhačky	$L_t$	mm
Hmotnost přípravku	$m$	kg
Ohybový moment	$M_o$	$N \cdot mm$
Moment tření pod maticí	$M_{tm}$	$N \cdot mm$
Moment tření v závitech	$M_{tz}$	$N \cdot mm$
Utahovací moment	$M_u$	$N \cdot mm$
Hmotnost válečku	$m_v$	kg
Počet silentbloků	$n_s$	-
Počet svarů	$n$	-
Stoupání závitu	$P$	mm
Zatížení válečku	$Q$	N
Celkové zatížení působící na přípravek	$Q_c$	N
Nahrazené zatížení	$Q_n$	N
Zatížení navýšené o dynamický součinitel	$Q_r$	N
Zatížení od těživa	$Q_{sm}$	N
Zatížení od pásu	$Q_{sp}$	N
Zatížení válečku ve zjednodušení	$Q_z'$	N
Mez kluzu	$R_e$	MPa
Třecí poloměr pod maticí	$r_t$	mm
Celková plocha průřezu materiálu	$S$	$m^2$
Průměr dosedací plochy matice	$s$	mm
Plocha průřezu nad válečkem ve zjednodušení	$S'$	$m^2$
Horní plocha náplně	$S_1$	$m^2$
Plochy obdélníků	$S_{1,2,3...}$	$mm^2$
Spodní plocha náplně	$S_2$	$m^2$
Dolní část zvětšené plochy	$S_d$	$mm^2$
Horní část zvětšené plochy	$S_h$	$mm^2$
Plocha průřezu nad válečkem	$S_i$	$m^2$
Průřez silentbloku	$S_s$	$mm^2$



Název	Značka	Jednotka
Průřez dířku řroubu	$S_{sr}$	mm
Plocha průřezu zvětřšená tak, aby odpovídala výpočtu podle normy	$S_z$	$m^2$
Rozteč válečků	t	m
Dopravní rychlost	v	$m \cdot s^{-1}$
Modul průřezu v ohybu	$W_o$	$mm^3$
Minimální modul průřezu v ohybu	$W_{o,min}$	$Mm^3$
Úhel sklonu válečků	$\beta$	°
Součinitel neznámého krutu	$\beta$	-
Úhel profilu závitů	$\beta$	°
Součinitel vyjadřující vliv typu použitých válečkových stolic	$\zeta$	
Plošná hmotnost pásu	$\rho_p$	$kg \cdot m^{-2}$
Sypná hmotnost	$\rho_s$	$t \cdot m^{-3}$
Dovolené napětí ve řroubu	$\sigma_d$	MPa
Napětí v ohybu	$\sigma_o$	MPa
Ohybové napětí ve svaru	$\sigma_{\perp}^{Mo}$	MPa
Dynamický součinitel	$\varphi$	-
Redukovaný třecí úhel	$\varphi'$	°
Úhel stoupání závitů	$\psi$	°
Dynamický sypný úhel	$\psi_d$	°

# Obsah

1. Úvod.....	11
2. Definování pojmů .....	12
2.1. Pásové dopravníky .....	12
2.2. Válečkové stolice .....	12
2.3. Dopravníkové válečky .....	13
2.4. Konstrukce válečků.....	13
3. Průřez náplně pásu .....	15
4. Výpočet plochy průřezu těživa .....	18
5. Výpočet zatížení středního válečku .....	20
5.1. Zatížení od těživa:.....	20
5.2. Zatížení od pásu: .....	20
5.3. Výsledné zatížení středního válečku.....	21
6. Zjednodušený výpočet zatížení válečku pro tříválečkové uspořádání.....	23
7. Rozdělení zatížení do elementů .....	25
7.1. Hodnoty ploch obdélníků.....	25
7.2. Výpočet působící síly jednotlivých elementů .....	26
7.3. Výpočet výsledného zatížení .....	27
7.4. Porovnání vypočítaného a nahrazeného zatížení .....	27
8. Volba zatěžujícího elementu.....	29
9. Návrh a výpočet nosné části přípravku.....	32
9.1. Výpočet plochy průřezu materiálu.....	32
9.2. Výpočet zatížení válečku: .....	33
9.3. Výpočet zatížení nosné části:.....	34
9.4. Výpočet velikosti nosné části .....	34
10. Návrh a výpočet tlačné části .....	36
10.1. Rozložení napětí na silentbloky .....	36
10.2. Kontrola U-profilu .....	39
10.3. Výpočet průhybů horní části.....	41
10.4. Kontrola upínacího šroubu.....	44
10.5. Výpočet osově síly.....	44
10.5.1. Výpočet minimálního průměru šroubu .....	45

10.5.2. Výpočet třecího úhlu a úhlu tření pod maticí: .....	45
10.5.3. Výpočet maximální osově síly.....	46
10.5.4. Výpočet maximálního utahovacího momentu .....	46
10.6. Kontrola svaru.....	47
11. Závěr .....	49
12. Seznam použité literatury .....	50
12.1. Použitá literatura .....	50
12.2. Použitá norma .....	50
12.3. Použité zdroje internetu .....	51
12.4. Použité programy .....	51
13. Seznam příloh .....	52

## 1. Úvod

Cílem bakalářské práce je konstrukce přípravku pro statické testování dopravníkových válečků, které jsou produkcí firmy TRANSROLL - CZ, s.r.o.

Smyslem vytvoření přípravku je jak statické zatěžování válečků, jehož cílem je zejména experimentální ověřování počítačových simulací napjatosti, tak případné zjednodušené životnostní zkoušky zejména pro pláště válečků.

Po konzultaci s firmou Transroll [11] byl určen váleček, pro který bude přípravek navržen.

Pro zvolený váleček vypočítám zatížení při provozu a navrhnu způsob zatěžování. Pro vyvození potřebné síly bude použito trhacího stroje ZD40, který používá Katedra částí a mechanismů strojů.

Přípravek musí být navržen tak, aby bylo možné upnutí přípravku do zvoleného trhacího stroje. Konstrukce spodní části přípravku umožní upnutí celé rozměrové řady zvolených válečků. Horní část bude uzpůsobena tak, aby vyvozovala potřebné zatížení a simulovala tak reálné zatížení válečku.

### Cíle bakalářské práce

Pro vypracování práce jsem si stanovil následující cíle:

1. Provést přehled stávajících provedení pásových dopravníků
2. Zjistit způsob a velikost zatížení válečků pásového dopravníku
3. Určit rozložení zatížení na dopravníkovém válečku
4. Navrhnout takový model statického zatížení, který bude vhodně simulovat reálné zatížení válečku
5. Zhotovit konstrukční návrh přípravku pro statické zatěžování
6. Provést potřebné pevnostní kontroly
7. Zhotovit sestavný výkres testovacího přípravku

## 2. Definování pojmů

### 2.1. Pásové dopravníky

Pásový dopravník je dopravník, jehož unášecím prostředkem je nekonečný dopravní pás obíhající mezi poháněcím a vratným bubnem a doplněný dalšími konstrukčními prvky, potřebnými pro provoz dopravníku. Je určen pro přímočarou vodorovnou a úklonnou dopravu sypkých materiálů (za určitých okolností i kusových materiálů a osob) na krátké, střední i dlouhé vzdálenosti (několik kilometrů).

Výhodou pásových dopravníků je plynulá doprava s velkým dopravním výkonem, vhodnost pro přepravu prakticky všech sypkých materiálů, malé pohybové odpory, bezhlučný chod, bezpečný a spolehlivý provoz a jednoduchá konstrukce se snadnou montáží a demontáží. Určitou nevýhodou je velký počet rotujících částí (údržba) a určité problémy s abrazivními a lepivými materiály [2].

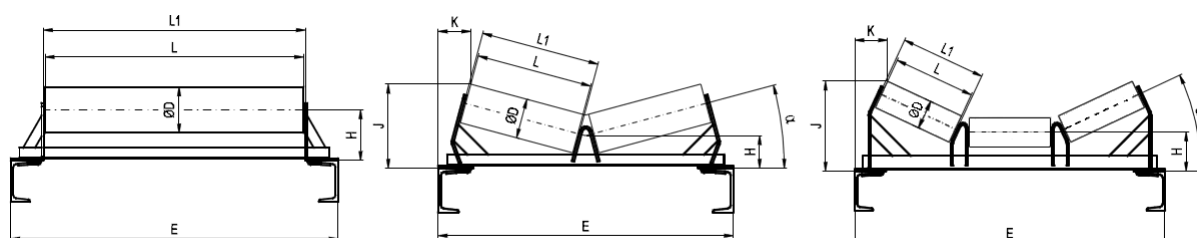
### 2.2. Válečkové stolice

Stolice slouží pro uchycení válečků. Vyrábí se jako pevné, kdy konstrukce je pevně upevněna k tělu dopravníku a jako girlandové, kdy dva a více válečků jsou navzájem spojeny a zavěšeny na tělo dopravníku.

Podle použití můžeme rozdělit stolice na:

**Vratné** - podpírají pás při jeho návratu z vykládky. Válečky zde slouží pouze pro podepření a vedení pásu. Používá se převážně jednoválečkové uspořádání.

**Nosné** - podpírají naloženou část pásu a přepravují náklad. Podle sypkosti, kusovitosti a hmotnosti dopravovaného materiálu je voleno jednoválečkové, dvouválečkové nebo trojválečkové uspořádání podle obrázku 2.1.



Obrázek 2.1 - jednoválečkové, dvouválečkové a trojválečkové uspořádání [11]

### **2.3.Dopravníkové válečky**

Válečky představují podstatnou část mechanických prvků pásového dopravníku. I když cena válečků je ve srovnání s ostatními strojními částmi pásového dopravníku relativně nízká, jejich značný počet s náklady na výměnu a eventuálně i opravy rozhodujícím způsobem ovlivňují ekonomii provozu pásové dopravy na lomech. Z hledisek výrobních i provozních se proto u válečků požaduje jednoduchá výroba, nízká cena, vysoká provozní spolehlivost a relativně dlouhá životnost, minimální odpory proti pohybu a nízká hmotnost.

Provozní spolehlivost a životnost válečků je především dána životností ložisek, v menší míře pak poškozením nebo opotřebením pláště, prasknutím svárů aj. Konstrukce těsnění ložiskové komory válečků musí zamezit vnikání vody, prachu a jiných nečistot do maziva. [7]

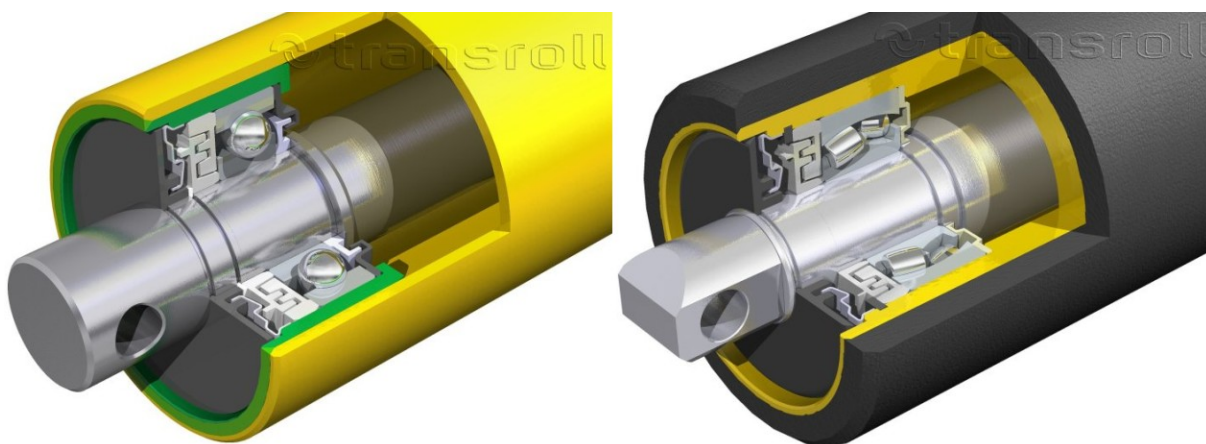
Použití válečků se dělí na technologickou a dálkovou dopravu. Válečky pro technologickou dopravu jsou lehčí typy a bývají jimi vybaveny stroje např. v pískovnách, kamenolomech, elektrárnách. Válečky pro dálkovou dopravu jsou používány nejčastěji v povrchových dolech a délka dopravníku dosahuje i několika kilometrů. Pro tyto dopravníky bývají používány těžší typy válečků s ložisky s větší únosností. Průměry válečků se volí podle rychlosti dopravníku tak, aby nedocházelo k nadměrnému zahřívání ložisek vysokými otáčkami.

### **2.4.Konstrukce válečků**

Plášť válečků je zhotoven z ocelové svařované nebo bezešvé trubky. Pláště ze svařovaných trubek, které mají přesnější rozměry, jsou v potřebné míře již vyváženy. Vyžadují však velmi kvalitní pevnostní svar. Na druhé straně pláště z bezešvých trubek, které mají značné nežádoucí rozměrové nepřesnosti, vykazují velkou házivost a nevyváženost. [7]

Čela válečků vyrábí firma Transroll [11] převážně plechová z taženého plechu, která se vyznačují nízkou hmotností a zároveň i cenou. Pro těžké válečky, kdy by bylo problematické tažení tlustších plechů, jsou používána kovaná čela.

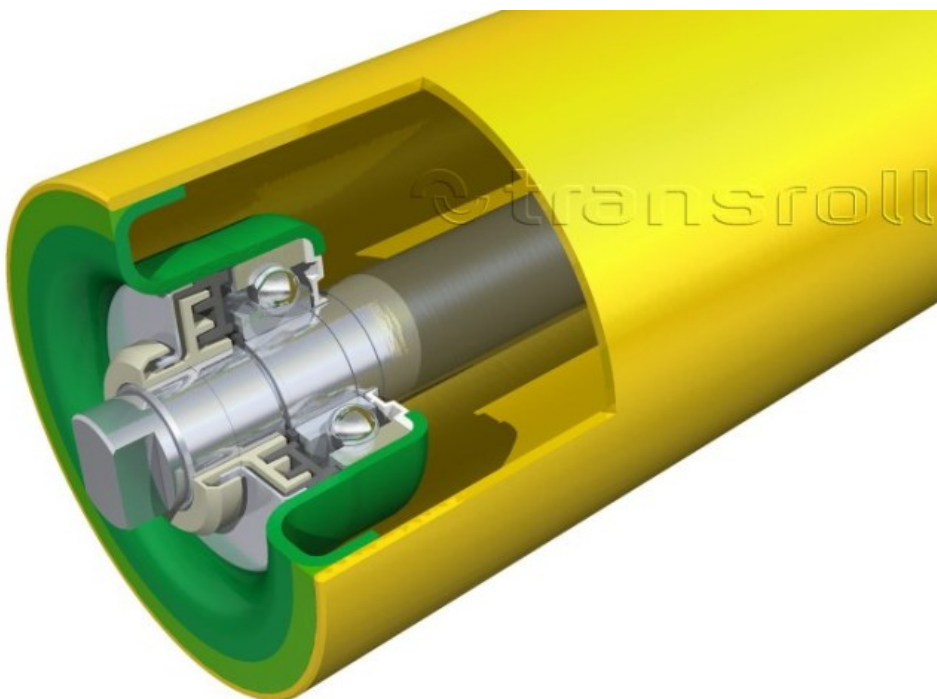
Pro válečky, ve kterých se průměr ložiska blíží průměru trubky, jsou používána čela typu pouzdro, nebo jsou ložiska uložena přímo v trubce. Oba typy jsou zobrazeny na obrázku 2.2.



**Obrázek 2.2 - čelo typu pouzdro a uložení ložiska přímo v trubce [11]**

Čela jsou ve všech provedeních přivařena k tělu válečku. Pouze pro pogumované válečky se používá zapertlování okraje trubky. Tento postup se používá proto, že sestavení válečku probíhá až po pogumování a svařováním by došlo k pálení gumy.

Konstrukci přípravku budu navrhovat primárně pro váleček průměru 159 mm, délky 670 mm, nejčastěji používaného v dálkové dopravě v povrchových dolech. Konstrukce válečku je znázorněna na obrázku 2.3. Čelo válečku je vyrobeno z taženého plechu a je přivařeno k tělu válečku.



**Obrázek 2.3 - konstrukce válečku s plechovým svařovaným čelem [11]**

### 3. Průřez náplně pásu

Po konzultaci s firmou Transroll jsem zvolil sortiment válečků, pro které budu konstruovat přípravek a počítat zatížení.

Jedná se o válečky nejčastěji používané při dálkové dopravě v dolech, jejichž délka je v rozsahu 315 až 1800 mm. Pro vlastní konstrukci přípravku jsem, po dohodě se zadavatelem, zvolil velikost testovaných válečků - průměr 159 mm. Zatížení válečku budu počítat pro nezatěžovanější váleček z vybraného sortimentu, tedy pro délku 670 mm, používaný při trojválečkovém uspořádání jako střední váleček. Takovémuto uspořádání válečkové stolice a zvoleným válečkům odpovídá pás šířky 1800 mm.

Rozměry kontrolovaného válečku:

Průměr válečku:  $D = 159 \text{ mm}$

Délka válečku:  $l = 670 \text{ mm}$

Hmotnost válečku:  $m_v = 22,7 \text{ kg}$

Šířka pásu pro daný váleček:  $B = 1800 \text{ mm}$

Velikost teoretického průřezu náplně pásu dané šířky ovlivňují tyto parametry:

- velikost ložné (využití) šířky pásu,
- tvar příčného řezu pásu v trase dopravníku,
- úhel přirozené sklonitosti náplně při transportu - dynamický sypný úhel,
- tvar volného povrchu náplně při transportu [3].

Velikost ložné šířky pásu závisí na vlastnostech materiálu, klidnosti chodu dopravníku, rychlosti dopravy a dalších vlivech. Obecně lze pro většinu případů použít empirických vztahů (3.1) a (3.2).

$$b = 0,8 \cdot B \quad (\text{pro } B \leq 400 \text{ mm}) \quad (3.1)$$

$$b = 0,9 \cdot B - 50 \quad (\text{pro } B > 400 \text{ mm}) \quad (3.2)$$

kde:

$b$  - ložná šířka pásu [mm]

$B$  - šířka pásu [mm]



Dynamický sypný úhel závisí na fyzikálních vlastnostech materiálu, vlastnostech dopravníku a na prostředí, ve kterém je materiál dopravován. Velikost se určuje experimentálně, nebo odhadem. V našem případě byl odečten z tabulky 3.1, udávající hodnotu sypné hmotnosti a dynamického sypného úhlu pro jednotlivé druhy dopravovaných materiálů.

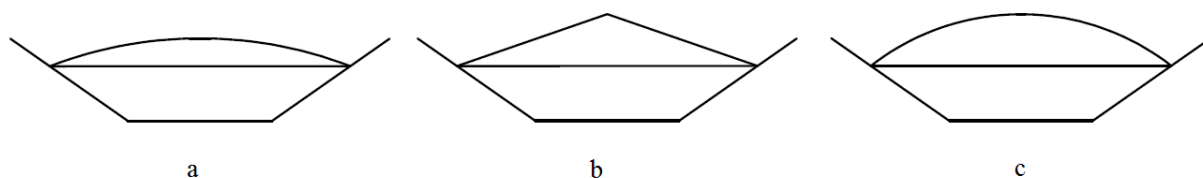
Tabulka 3.1 - Hodnoty sypné hmotnosti a dynamického sypného úhlu v závislosti na materiálu [1]

Materiál	Sypná hmotnost $\rho_s$ [kg.m <sup>-3</sup> ]	Dynamický sypný úhel $\psi_d$ [°]	Největší úhel sklonu dopravníku $\epsilon_{max}$ [°]
Antracit drcený	592 až 672	max. 15	18
Bauxit	1100 až 1400	10 až 15	15
Beton škvárový	1440 až 1600	25	-
Břidlice lámaná	1440 až 1600	10	18
Cement sypaný	1200 až 1400	5	5
Hlína suchá	960 až 1200	20	20
Hlína těžená	1200	20	18
Kámen drcený	1500 až 2100	15	15
Koks	400 až 600	15	17
Lignit	640 až 720	20	18
Obilí	500 až 800	10	12
Písek mokrý	1800 až 2100	10 až 15	15 až 18
Písek suchý	1300 až 1600	10 až 15	12 až 15
Popílek mokrý	750 až 900	15	18
Popílek suchý	500 až 650	10	16
Popílek vysokopecní	1760 až 2000	20	-
Ruda železná	2100 až 3000	15	18
Skrývka	1300 až 1800	12 až 20	12 až 20
Struska drcená	2080 až 2880	15	18
Škvára	1200 až 1500	10 až 15	18
Štěrka říční	1440 až 1600	25	15
Štěrka suchý	1390 až 1440	25	20
Štěrkaopísek	1700 až 1950	18	-
Uhlí černé	850 až 1100	15 až 18	18
Uhlí hnědé	700 až 1000	15 až 20	18
Vápenec drcený	1360 až 1440	15	15
Zemina těžená	1120 až 1280	10 až 20	18 až 20
Zemina s jílem, vlhká	1600 až 1760	25	20

Sypná hmotnost je hmotnost objemové jednotky rozpojeného volně sypaného materiálu, tj. materiálu ve stavu, ve kterém se dopravuje [1].

Firma Transroll udává maximální sypnou hmotnost  $\rho_s = 2,1 \text{ t/m}^3$ . Maximální sypný úhel  $\psi = 15^\circ$  pro zvolenou sypnou hmotnost má drcený kámen, budu jej proto dále považovat za mezní a pro výpočet maximálního zatížení s ním budu počítat.

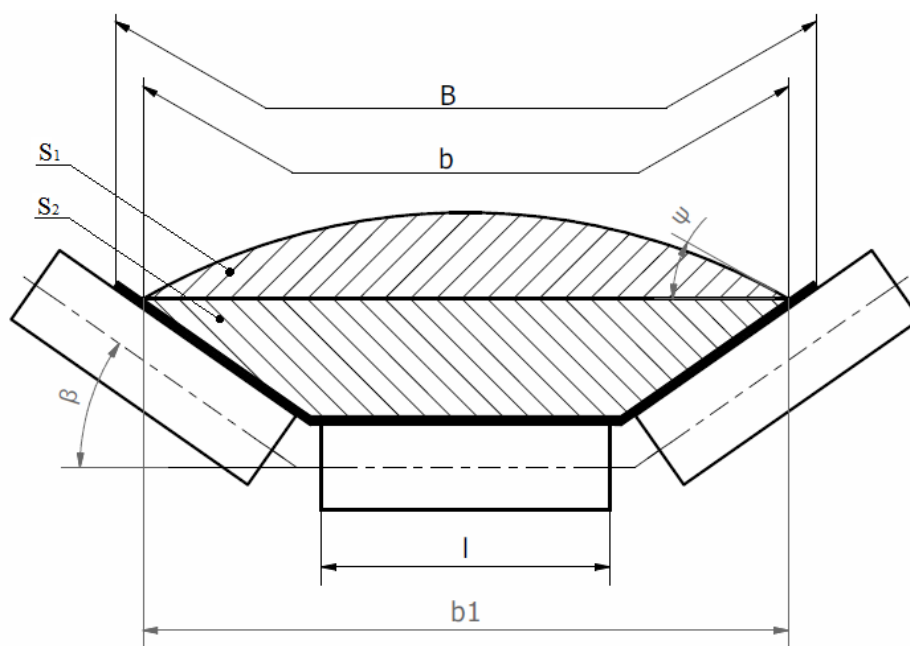
Tvar povrchu náplně se dělí na parabolický, sedlový a kruhový (obrázek 3.1). Parabolický profil je nejrozšířenější v dopravě pásovými dopravníky a bude s ním dále počítáno. Sedlový tvar se vyskytuje při malé rychlosti dopravníku a klidném chodu. Kruhový tvar je typický pro suchou náplň s jemným zrnem.



**Obrázek 3.1 - parabolický (a), sedlový (b) a kruhový (c) tvar povrchu náplně**

#### 4. Výpočet plochy průřezu těživa

Průřez těživa dopravovaného na pásu lze rozdělit do dvou ploch  $S_1$  a  $S_2$ , znázorněných na obrázku 4.1. Plocha  $S_1$  se mění podle tvaru povrchu náplně,  $S_2$  podle zvoleného druhu stolice. V našem případě je plocha počítána pro parabolický tvar při tříválečkovém uspořádání stolice podle normy ČSN ISO 5048 [9].



Obrázek 4.1 - průřez materiálem na tříválečkové stolici

kde:

$B$  - šířka pásu [mm]

$b$  - ložná šířka pásu [mm]

$l$  - délka válečku [mm]

$b_1$  - šířka rozložení těživa [mm]

$\beta$  - úhel sklonu válečků [°]

$\psi_d$  - dynamický sypaný úhel materiálu [°]

pro:

$$B = 1800 \text{ mm}$$

$$l = 670 \text{ mm}$$

$$b = 0,9 \cdot B - 50$$

$$b = 0,9 \cdot 1800 - 50 = 1570 \text{ mm}$$

$$b_1 = l \cdot (1 - \cos \beta) + b \cdot \cos \beta$$

$$b_1 = 670 \cdot (1 - \cos 35) + 1570 \cdot \cos 35 = 1407 \text{ mm}$$

(4.1)

Celková plocha průřezu náplně je počítána podle vztahu (4.2).

$$S = S_1 + S_2$$

$$S = \frac{1}{6} \cdot b_1^2 \cdot \operatorname{tg} \psi_d \cdot 10^{-6} + \frac{1}{4} (b_1^2 - l^2) \cdot \operatorname{tg} \beta \cdot 10^{-6} \quad (4.2)$$

$$S = \frac{1}{6} \cdot 1407^2 \cdot \operatorname{tg} 15 \cdot 10^{-6} + \frac{1}{4} (1407^2 - 670^2) \cdot \operatorname{tg} 35 \cdot 10^{-6} = \underline{\underline{0,356 \text{ m}^2}}$$

kde:

$S$  - celková plocha průřezu náplně [ $\text{m}^2$ ]

$S_1$  - plocha horní části průřezu [ $\text{m}^2$ ]

$S_2$  - plocha dolní části průřezu [ $\text{m}^2$ ]

$b_1$  - šířka rozložení těživa [mm]

$\psi_d$  - dynamický sypný úhel materiálu [ $^\circ$ ]

$l$  - délka válečku [mm]

$\beta$  - úhel sklonu válečků [ $^\circ$ ]

pro:

$$b_1 = 1407 \text{ mm}$$

$$\psi_d = 15^\circ$$

$$l = 670 \text{ mm}$$

$$\beta = 35^\circ$$

## 5. Výpočet zatížení středního válečku

Váleček je při dopravě zatěžován tíhou těživa i pásu. Při trojválečkovém uspořádání je nejvíce zatěžován střední váleček. Výpočet výsledného zatížení jsem provedl pomocí následujících vztahů:

### 5.1. Zatížení od těživa:

$$S_i = l \cdot \left[ \frac{1}{2} \cdot (b_1 - l) \cdot \operatorname{tg} \beta + \frac{1}{4} \cdot \left( b_1 - \frac{1}{3} \cdot \frac{l^2}{b_1} \right) \cdot \operatorname{tg} \psi_d \right] \quad (5.1)$$
$$S_i = 670 \cdot \left[ \frac{1}{2} \cdot (1407 - 670) \cdot \operatorname{tg} 35 + \frac{1}{4} \cdot \left( 1407 - \frac{1}{3} \cdot \frac{670^2}{1407} \right) \cdot \operatorname{tg} 15 \right] \cdot 10^{-6} = 0,231 \text{ m}^2$$

kde:

$l$  - délka válečku [mm]

$b_1$  - šířka rozložení těživa [mm]

$\beta$  - úhel sklonu válečků [°]

$\psi$  - dynamický sypný úhel materiálu [°]

$$Q_{sm} = [(S - S_i) \cdot \sin^2 \beta + S_i] \cdot t \cdot \rho \cdot g \cdot 10^3$$
$$Q_{sm} = [(0,356 - 0,231) \cdot \sin^2 35 + 0,231] \cdot 1 \cdot 2,1 \cdot 9,81 \cdot 10^3 = \underline{\underline{5611 \text{ N}}} \quad (5.2)$$

kde:

$Q_{sm}$  - zatížení od těživa [N]

$t$  - rozteč válečků [m]

$\rho_s$  - objemová hmotnost těživa v nakypřeném stavu [ $\text{t} \cdot \text{m}^{-3}$ ]

### 5.2. Zatížení od pásu:

$$Q_{sp} = [l + (B - l) \cdot \sin^2 \beta] \cdot t \cdot \rho_p \cdot g$$
$$Q_{sp} = [670 + (1800 - 670) \cdot \sin^2 35] \cdot 1 \cdot 30,8 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3} = \underline{\underline{315 \text{ N}}} \quad (5.3)$$

kde:

$Q_{sp}$  - zatížení od pásu [N]

$\rho_p$  - hmotnost pásu [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}$ ]

pro:

$$\rho_p = 30,8 \text{ kg.m}^{-2}$$

Dopravní pás byl po konzultaci s firmou Transroll zvolen z katalogu Matador [10] se šířkou  $B = 1800 \text{ mm}$ , tloušťkou  $t = 20 \text{ mm}$  a hmotností  $\rho_p = 30,8 \text{ kg.m}^{-2}$ .

### **5.3. Výsledné zatížení středního válečku**

Výsledné zatížení je možné vypočítat jako součet zatížení od těživa a od pásu.

$$Q = Q_{sm} + Q_{sp} = 5611 + 315 = \underline{\underline{5926 \text{ N}}} \quad (5.4)$$

Pokud je dopravován materiál značně kupovitý, může docházet k rázům při přechodu přes válečkovou stolic. Vypočítané zatížení válečku proto násobíme dynamickým součinitelem  $\varphi$  [7], který závisí na typu válečkové stolice, druhu dopravovaného materiálu a na rychlosti dopravy.

$$\begin{aligned} \varphi &= 1 + \zeta \cdot c \cdot v^2 \\ \varphi &= 1 + 1,0 \cdot 0,06 \cdot 5^2 = 2,5 \end{aligned} \quad (5.5)$$

kde:

$\zeta$  - součinitel vyjadřující vliv typu použitých válečkových stolic - zvolen pro pevnou stolic [-]

$c$  - součinitel závislý na dopravovaném těživu a tahu v pásu - zvolen velmi kusovitý materiál [-]

$v$  - dopravní rychlost [ $\text{m.s}^{-1}$ ] - rychlost jsem zvolil podle katalogu Transroll [11]

pro:

$$\zeta = 1 \text{ [-]}$$

$$c = 0,06 \text{ [-]}$$

$$v = 5 \text{ [m.s}^{-1}\text{]}$$

$$Q_r = Q \cdot \varphi = 5926 \cdot 2,5 = \underline{\underline{14815 \text{ N}}} \quad (5.6)$$

kde:

$Q_r$  - Zatížení navýšené o dynamický součinitel [N]

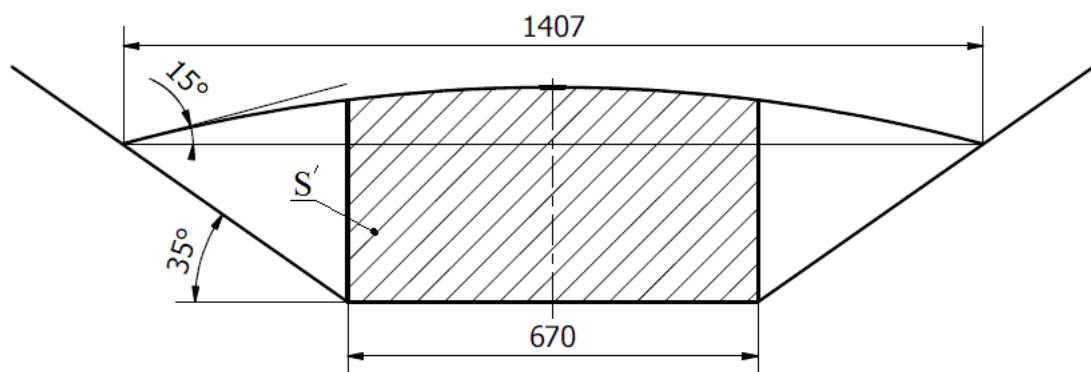
$\varphi$  - Dynamický součinitel [-]

## 6. Zjednodušený výpočet zatížení válečku pro tříválečkové uspořádání

Protože s plochou průřezu náplně budu v bakalářské práci dále pracovat, vytvořil jsem model zatížení v programu Inventor [17] (obrázek 6.1). Plochu průřezu materiálu nad středním válečkem jsem zjistil pomocí tohoto programu. Správnost řešení jsem zkontroloval prostřednictvím celkové plochy ( $S'_c = 0,356$ ), která se shoduje s výpočtem (4.2).

$$\underline{\underline{S' = 0,23 \text{ m}^2}}$$

$S'$  - plocha průřezu nad středním válečkem ve zjednodušení [ $\text{m}^2$ ]



Obrázek 6.1 - zjednodušený model zatížení středního válečku

Pomocí plochy průřezu nad středním válečkem ve zjednodušení jsem vypočítal zatížení středního válečku.

$$Q_z' = \rho_s \cdot S' \cdot t \cdot g + Q_{sp} = 2,1 \cdot 10^3 \cdot 0,23 \cdot 1,9,81 + 315 = 5053 \text{ N} \quad (6.1)$$

pro:

$Q_z'$  - zatížení vypočítané z plochy průřezu nad válečkem [N]

Protože při zjednodušeném výpočtu zatížení není započítán materiál nad bočními válečky, který se podílí na zatížení středního válečku (materiál leží na šikmé ploše a působením gravitace ovlivňuje střední část), navýšil jsem zatěžující plochu tak, aby se dosáhlo stejného zatížení jako u výpočtu podle normy viz obrázek 6.2.



$$Q = \rho \cdot S_z \cdot t \cdot g + Q_{sp} \Rightarrow S_z = \frac{Q - Q_{sp}}{\rho \cdot t \cdot g} \quad (6.2)$$

$$S_z = \frac{5926 - 315}{2100 \cdot 1 \cdot 9,81} \approx \underline{\underline{0,272 \text{ m}^2}}$$

kde:

$S_z$  - plocha průřezu zvětšená tak, aby zjednodušené zatížení odpovídalo vypočítanému [ $\text{m}^2$ ]

Dále jsem zvětšil plochu v grafickém řešení:

Pomocí programu Inventor [17] jsem zjistil horní zatěžující plochu  $S_h = 57432,7 \text{ mm}^2$ .

$$S_z = S_h + S_d \Rightarrow S_d = S - S_h \quad (6.3)$$

$$S_d = 272000 - 57432,7 = 214567,3 \text{ mm}^2$$

kde:

$S_h$  - horní část zatěžující plochy [ $\text{mm}^2$ ]

$S_d$  - dolní část zatěžující plochy [ $\text{mm}^2$ ]

Podle následujícího vztahu jsem dopočítal výšku dolní zatěžující plochy.

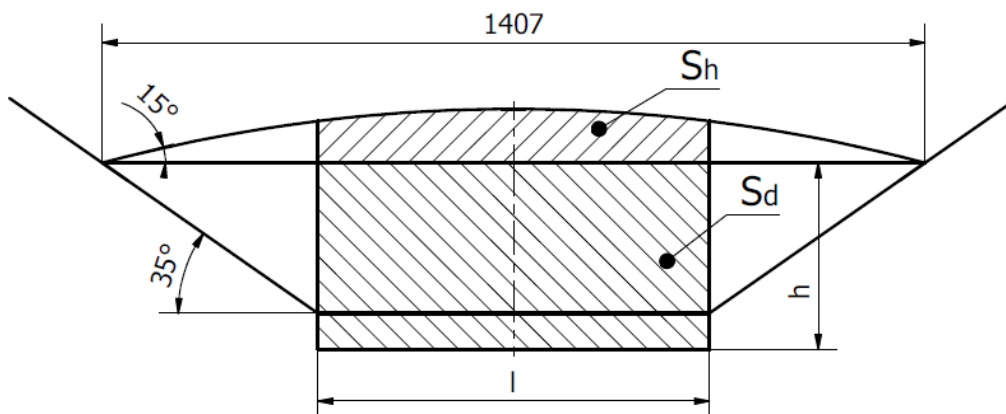
$$S_d = l \cdot h \Rightarrow h = \frac{S_d}{l} \quad (6.4)$$

$$h = \frac{214567,3}{670} = 320 \text{ mm}$$

kde:

$l$  - délka válečku [mm]

$h$  - výška dolní části zatěžující plochy [mm]

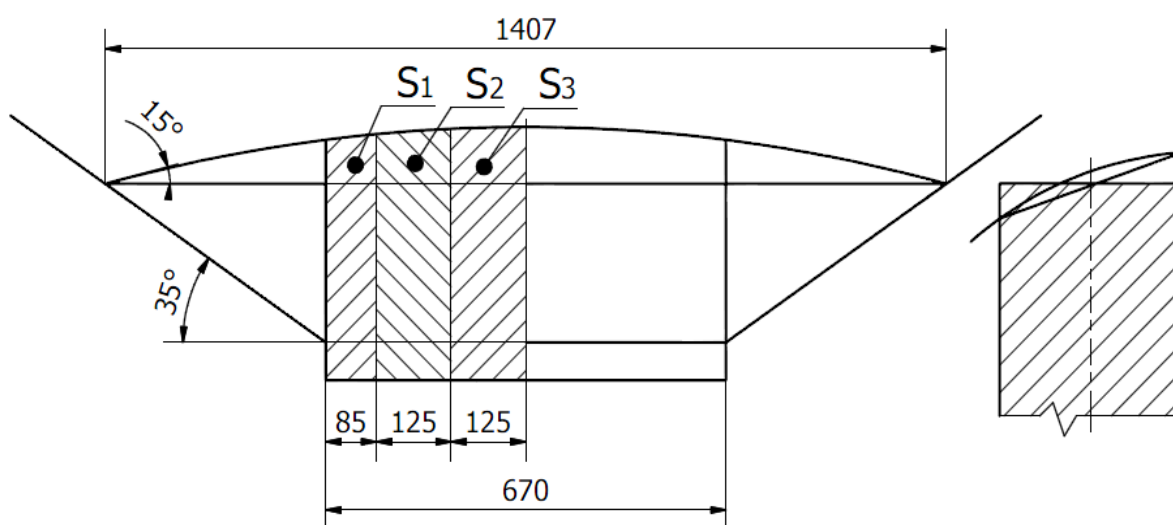


Obrázek 6.2 - zvětšení plochy průřezu tak, aby zjednodušené zatížení odpovídalo vypočítanému

## 7. Rozdělení zatížení do elementů

Protože bude simulováno zatížení válečku, které je v reálné situaci spojitě a bylo by obtížné zatěžovat váleček stejným průběhem zatížení, musí být použito určitého zjednodušení.

Jako nejvýhodnější jsem zvolil odstupňovat zatížení. Proto jsem plochu zatěžující střední váleček rozdělil do šesti obdélníkových ploch, které nahradily parabolickou horní část průřezu náplně. Na obrázku 7.1 je znázorněno nahrazení plochy obdélníky a princip nahrazení.



Obrázek 7.1 - zobrazení rozdělení do elementů a princip nahrazení ploch

### 7.1. Hodnoty ploch obdélníků

Nahrazení plochy obdélníky jsem vytvořil v programu Inventor [17], který umožnil zjistit plochy jednotlivých obdélníků. Označení ploch odpovídá označení na obrázku 7.1.

$$S_1 = 33702 \text{ mm}^2$$

$$S_2 = 50677 \text{ mm}^2$$

$$S_3 = 51397 \text{ mm}^2$$

## 7.2. Výpočet působící síly jednotlivých elementů

Pomocí zjištěných ploch jednotlivých obdélníků jsem dopočítal zatížení, které tyto plochy vyvozují na plášť válečku.

Protože pás ležící na krajních válečcích skloněných pod úhlem  $\beta$  působí částečně na střední váleček, použil jsem při výpočtu hodnotu zatížení od pásu vypočítanou podle vztahu (4.2).

$$F_1 = S_1 \cdot t \cdot \rho_s \cdot g \cdot \varphi \cdot 10^{-9} + \frac{Q_{sp}}{n} \quad (7.1)$$
$$F_1 = 33702 \cdot 1000 \cdot 2100 \cdot 9,81 \cdot 2,5 \cdot 10^{-9} + \frac{315}{6} = 1788 \text{ N}$$

$$F_2 = S_2 \cdot t \cdot \rho_s \cdot g \cdot \varphi \cdot 10^{-9} + \frac{Q_{sp}}{n} \quad (7.2)$$
$$F_2 = 50677 \cdot 1000 \cdot 2100 \cdot 9,81 \cdot 2,5 \cdot 10^{-9} + \frac{315}{6} = 2662 \text{ N}$$

$$F_3 = S_3 \cdot t \cdot \rho_s \cdot g \cdot \varphi \cdot 10^{-9} + \frac{Q_{sp}}{n} \quad (7.3)$$
$$F_3 = 51397 \cdot 1000 \cdot 2100 \cdot 9,81 \cdot 2,5 \cdot 10^{-9} + \frac{315}{6} = 2700 \text{ N}$$

kde:

$F_{1,2,3}$  - síla jednotlivých elementů [N]

$n_s$  - počet silentbloků [-]

$\varphi$  - dynamický součinitel [-]

$S_{1,2,3}$  - plochy jednotlivých obdélníků [mm<sup>2</sup>]

$t$  - rozteč válečků [m]

$\rho_s$  - sypná hmotnost [t.m<sup>-3</sup>]

$Q_{sp}$  - zatížení od pásu [N]

### 7.3. Výpočet výsledného zatížení

Výsledné zatížení válečku jsem získal součtem jednotlivých sil zvětšeným dvakrát, protože nahrazující obdélníky jsou osově souměrné.

$$\begin{aligned} Q_n &= 2 \cdot (F_1 + F_2 + F_3) \\ Q_n &= 2 \cdot (1788 + 2662 + 2700) = \underline{\underline{14300\text{ N}}} \end{aligned} \quad (7.4)$$

kde:

$Q_n$  - nahrazené zatížení [N]

### 7.4. Porovnání vypočítaného a nahrazeného zatížení

Nyní je možné porovnat a posoudit, zda zatížení vypočítané podle vztahu (5.6) a zjednodušené zatížení podle (7.4) je srovnatelné.

$$Q_r = 14815\text{ N}$$

$$Q_n = 14300\text{ N}$$

Rozdíl těchto zatížení je velmi malý (3,6 %). Můžu tedy pro návrh přípravku nadále počítat se zjednodušeným modelem zatížení válečku.

Z rovnic (7.1, 7.2 a 7.3) vypočítám jednotkové zatížení, které vyvolávají jednotlivé plochy.

$$F_{i1} = \frac{F_1}{l_1} \quad (7.5)$$

$$F_{i1} = \frac{1788}{85} = 21,04\text{ N}$$

$$F_{i2} = \frac{F_2}{l_2} \quad (7.6)$$

$$F_{i1} = \frac{2662}{125} = 21,29\text{ N}$$

$$F_{i3} = \frac{F_3}{l_3} \quad (7.7)$$

$$F_{i3} = \frac{2700}{125} = 21,6\text{ N}$$

kde:

$F_{il,2,3}$  - jednotkové zatížení [N]

$l_{l,2,3}$  - šířky jednotlivých zatěžujících ploch [mm]

Je zřejmé, že změna zatížení je minimální. Pro váleček délky  $L = 670$  mm proto budeme uvažovat konstantní zatížení, tedy stejnou výšku silentbloků.

Zatížení válečku budu uvažovat větší z vypočítaných (pomocí vztahů (5.6) a (7.4)), tedy  $Q_r = 14815$  N.

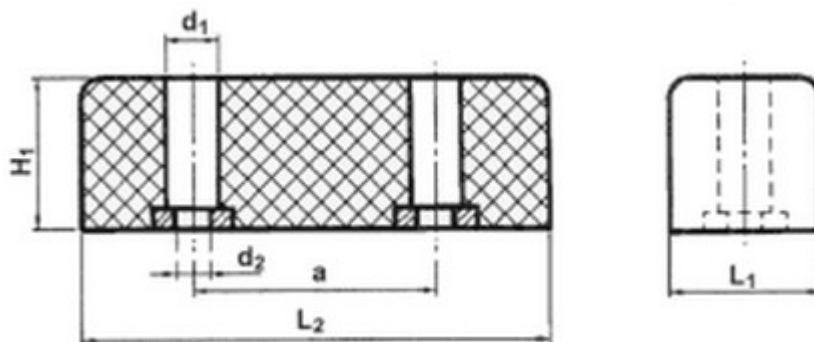
## 8. Volba zatěžujícího elementu

Protože při přechodu pásu přes váleček není čárový styk - pás je prověšen a zatížení je plošné, použiji jako zatěžovací elementy hranolové silentbloky. Deformace pryže bude lépe simulovat plošné zatížení.

Pro konstrukci přípravku jsem použil silentbloky společnosti Rubena [13] podle tabulky 8.1 a obrázku 8.1.

Tabulka 8.1 - velikosti silentbloku

L1	L2	H1	d1	d2	a	Počet otvorů	Typ
43	125	50	20,3	8	60	2	TAB



Obrázek 8.1 - Velikost a tvar zvoleného silentbloku

Protože na stránkách výrobce [13] nejsou uvedeny vlastnosti pryže a ani jsem je nezjistil po kontaktování firmy, zvolený silentblok porovnám s výrobky firmy Fram [14]. Zatěžující diagramy pro tyto silentbloky jsou uvedeny v [14].

Zatěžující diagramy jsou uvedeny pouze pro kruhové silentbloky. Proto jsem ve vzorci pro výpočet tuhosti (8.1) osamostatnil rozměrové hodnoty a materiálové vlastnosti. Uvažuji, že tuhost  $c$  a Youngův modul pružnosti  $E$  jsou pro oba porovnávané silentbloky stejné. Budu tedy porovnávat pouze plochu silentbloku a jeho výšku.

Výpočet pro zvolený silentblok společnosti Rubena [13]

$$c = \frac{E \cdot S_s}{l} \Rightarrow \frac{c}{E} = \frac{S_s}{l} = konst. \quad (8.1)$$

$$S_s = L_2 \cdot L_1 - 2 \cdot \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = 125 \cdot 43 - 2 \cdot \frac{\pi \cdot 20,3^2}{4} = 4642 \text{ mm}^2$$

$$\frac{S_s}{H_1} = \frac{4642}{50} = \underline{\underline{93}}$$

kde:

$c$  - tuhost [N.mm<sup>-1</sup>]

$E$  - Jounův modul pružnosti [MPa]

$S_s$  - dosedací plocha silentbloku [mm<sup>2</sup>]

$H_1$  - výška silentbloku [mm]

$L_1$  - šířka silentbloku [mm]

$L_2$  - délka silentbloku [mm]

$d_1$  - průměr díry silentbloku [mm]

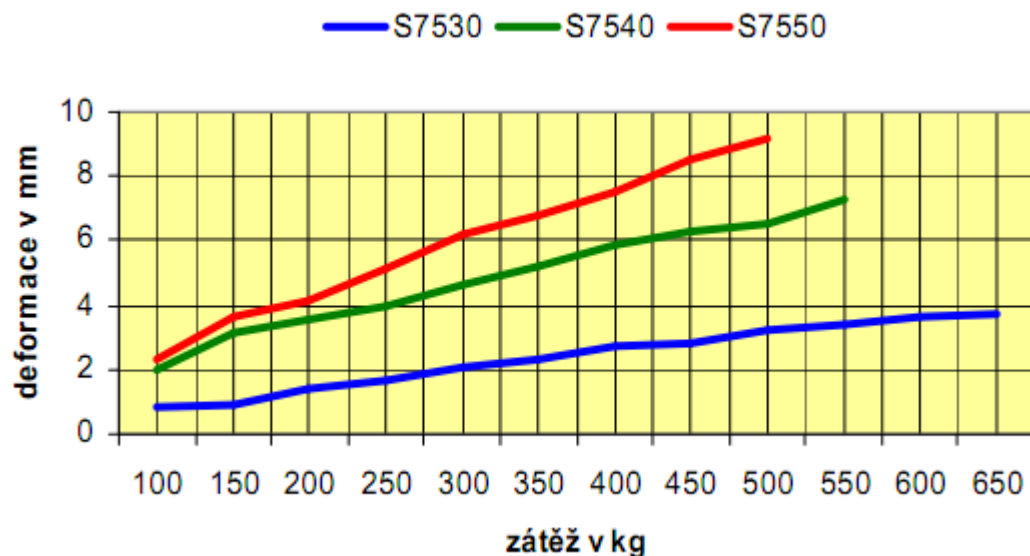
Z katalogu firmy Fram [14] jsem vybral válcový silentblok průměr  $d = 75$  mm, výška  $H_1 = 50$  mm - S7550

$$S_s = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 75^2}{4} = 4418 \text{ mm}^2$$

$$\frac{S_s}{H_1} = \frac{4418}{50} = \underline{\underline{110}}$$

(8.2)

Poměry ploch a výšek silentbloků jsou si blízké. Uvažuji tedy, že zatěžující diagram kruhového silentbloku bude shodný se zatěžující charakteristikou zvoleného silentbloku.



Obrázek 8.2 - Zatěžující diagram válcového silentbloku [14]

Protože přesnost rozměrů silentbloků je podle katalogu společnosti Rubena [13]  $\pm 1,5 \text{ mm}$  a protože je pryž těžko obrobitelná, volil jsem při konstrukci přípravku podložení silentbloků plechovými podložkami.

Toto řešení dovolí přeměřit jednotlivé zatěžující elementy zvlášť a do vypočítaného odstupňování započítat odchylku od teoretické výšky elementu.



## 9. Návrh a výpočet nosné části přípravku

Nosná část je ta část přípravku, na které budou umístěny patky pro usazení válečku. Použil jsem dvou spojených I profilů. Konstrukce umožní pohyb patek tak, aby mohlo být testováno více typů válečků.

Nosná část bude namáhána jak staticky, tak dynamicky prostřednictvím cyklických rázů. Pro zohlednění cyklického namáhání jsem bezpečnost zvolil jako polovinu meze kluzu materiálu.

Při výpočtu budu počítat s mezním zatížením konstrukce. Největší ohybový moment bude vyvozovat nejdelší ze sortimentu válečků ( $L = 1800$  mm), pro které přípravek navrhuji. Tento váleček se podle katalogu firmy Transroll [11] používá pouze pro jednoválečkové uspořádání stolice.

Rozměry největšího válečku:

Průměr válečku:  $D = 159$  mm

Délka válečku:  $L = 1800$  mm

Hmotnost válečku:  $m_v = 54,5$  kg

Šířka pásu pro daný váleček:  $B = 1600$  mm

### 9.1. Výpočet plochy průřezu materiálu

Plocha průřezu pro jednoválečkové uspořádání se spočítá podle vztahu (9.1).

$$S_i = S_1 + S_2 \quad (9.1)$$

$$S_1 = \frac{1}{4} \cdot b^2 \cdot \operatorname{tg} \psi_d \cdot 10^{-6}$$

$$S_1 = \frac{1}{4} \cdot 1390^2 \cdot \operatorname{tg} 15^\circ \cdot 10^{-6} = 0,129 \text{ m}^2$$

$$S_2 = 0$$

$$S = 0,129 + 0 = \underline{\underline{0,129 \text{ m}^2}}$$

kde:

$S$  - plocha průřezu materiálu [ $\text{m}^2$ ]

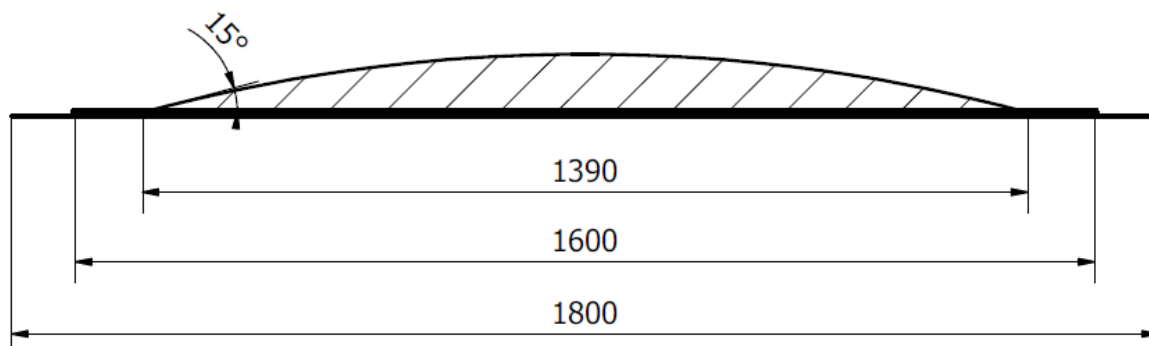
$b$  - ložná šířka pásu [mm]

$\psi_d$  - dynamický sypný úhel [ $^\circ$ ]

Pro:

$$b = 0,9 \cdot B - 50 = 0,9 \cdot 1600 - 50 = 1390 \text{ mm}$$

$$\psi_d = 15^\circ$$



Obrázek 9.1 - Rozložení materiálu pro největší váleček

## 9.2. Výpočet zatížení válečku:

Výpočet zatížení se skládá ze zatížení od těživa a od pásu.

$$Q = Q_{sm} + Q_{sp} = t \cdot S \cdot \rho_s \cdot g + B \cdot \rho_p \cdot t \cdot g \cdot 10^{-3} \quad (9.2)$$
$$Q = 1 \cdot 0,129 \cdot 2100 \cdot 9,81 + 1600 \cdot 30,8 \cdot 1 \cdot 9,81 \cdot 10^{-3} = \underline{\underline{3141 \text{ N}}}$$

kde:

$Q$  - zatížení válečku [N]

$Q_{sm}$  - zatížení od těživa [N]

$Q_{sp}$  - zatížení od pásu [N]

$t$  - rozteč válečků [m]

$S$  - plocha průřezu materiálu [m<sup>2</sup>]

$\rho_s$  - sypná hmotnost [t.m<sup>-3</sup>]

$g$  - gravitační zrychlení [m.s<sup>-1</sup>]

Tak jako při trojválečkovém uspořádání, i zde působí rázy při přechodu těživa přes stolici. Dynamický součinitel  $\varphi$  je počítán podle vztahu (5.5). Protože jednoválečkové uspořádání se používá i jako vratné, je potřeba před testováním válečku určit, zda se jedná o váleček použitý pro vratnou nebo nosnou část dopravníku. Pro vratnou část nebude dynamický součinitel započítán.

$$Q_r = Q_{sm} \cdot \varphi$$

$$Q_r = 3141 \cdot 2,5 = \underline{\underline{7853 \text{ N}}} \quad (9.3)$$

kde:

$Q_r$  - zatížení navýšené o dynamický součinitel [N]

$\varphi$  - dynamický součinitel [-]

### 9.3. Výpočet zatížení nosné části:

Nosná část bude umístěna na spodní tlačné desce trhačího stroje a bude sloužit k usazení testovaného válečku.

Na zatížení se tedy bude podílet i hmotnost kontrolovaného válečku. Celkové zatížení vypočítám pomocí (9.4).

$$Q_c = Q_r + m_v \cdot g = 7853 + 54,5 \cdot 9,81 = \underline{\underline{8388 \text{ N}}} \quad (9.4)$$

kde:

$Q_c$  - celkové zatížení působící na přípravek [N]

$m_v$  - hmotnost válečku [kg]

pro:

$$m_v = 58,4 \text{ kg}$$

### 9.4. Výpočet velikosti nosné části

Při volbě polotovaru jsem použil katalog firmy Feron [12]. I profily dodávají vyrobené z materiálu 11 375 s mezí kluzu  $Re = 235 \text{ MPa}$ .

Nosnou část budu kontrolovat na ohyb od zatížení válečku. Rameno ohybového momentu je vzdálenost od kraje osy válečku po střed trhačího stroje. Protože střed válečku bude umístěn ve středu trhačího stroje, jako rameno ohybového momentu budu uvažovat polovinu délky hřídele válečku.

$$M_o = Q_{ic} \cdot L = 8388 \cdot 924 = 7750512 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad (9.5)$$

$$L = \frac{L_2}{2} = \frac{1848}{2} = 924 \text{ mm}$$

kde:

$M_o$  - ohybový moment [N . mm]

$L$  - délka ramene [mm]

$L_2$  - délka hřídele válečku [mm]

Pomocí vztahu (9.6) jsem vypočítal minimální modul průřezu v ohybu.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{i \cdot W_o} = \frac{Re}{k} \quad (9.6)$$

$$W_{o\min} = \frac{M_o}{i \cdot Re} \cdot k = \frac{7750512}{2 \cdot 235} \cdot 2 = \underline{\underline{32981 \text{ mm}^3}}$$

kde:

$\sigma_o$  - napětí v ohybu [MPa]

$M_o$  - ohybový moment [N . mm]

$W_{omin}$  - minimální modul průřezu v ohybu [mm<sup>3</sup>]

$k$  - bezpečnost [-]

$i$  - počet profilů [-]

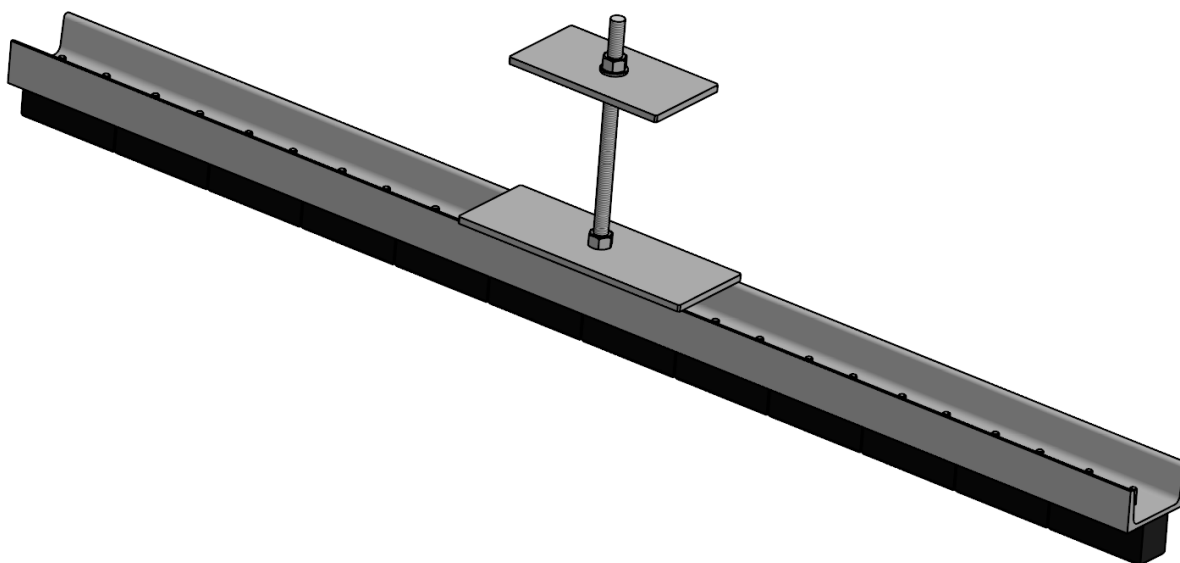
Z hodnoty vypočítaného modulu průřezu v ohybu jsem v katalogu firmy Feron [12] vybral profil I 100.

Modul průřezu v ohybu vybraného profilu  $W_o = 34200 \text{ mm}^3$ . Modul průřezu v ohybu zvoleného profilu je větší, než vypočítaný minimální (9.6). Jsem tedy na straně bezpečnosti.

## 10. Návrh a výpočet tlačné části

Horní, tlačná část přípravku bude sloužit k zatěžování testovaného válečku. K zatěžování bude použito zvolených silentbloků (viz kapitola 8). Ty budou odstupňovány tak, aby simulovaly skutečné zatížení určené v kapitole 7.4. Silentbloky budou upnuty na U profil, který bude upevněn na horní část trhacího stroje.

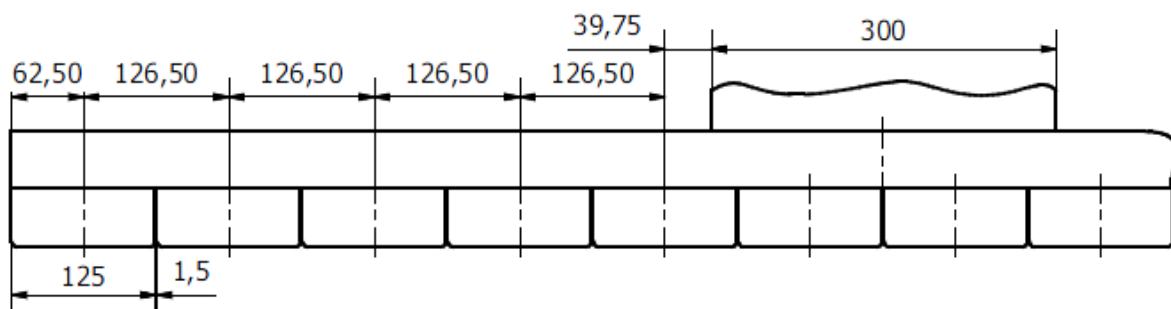
Bezpečnost jsem z důvodu cyklického namáhání zvolil jako u nosné části na polovinu meze kluzu.



10.1 - tlačná část přípravku se silentbloky

### 10.1. Rozložení napětí na silentbloky

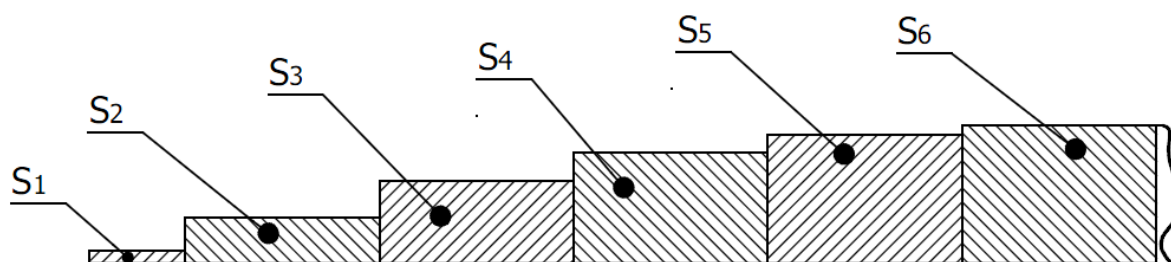
Pro jednoválečkové uspořádání neleží pás na celé délce válečku a ani těživo není rozloženo na celé šířce válečku. Vypočítaná šířka rozložení materiálu je 1390 mm (viz kapitola 9.1). Zvolil jsem 12 zatěžujících elementů, mezi kterými bude mezera 1,5 mm. Aby i poslední silentblok dosedal na U profil přípravku, musí být jeho délka 1517 mm. Na obrázku 10.2 je znázorněno rozmístění silentbloků.



Obrázek 10.2 - umístění silentbloků na horní části

Zatížení válečku těživem jsem rozdělil tak jako v případě středního válečku tříválečkového uspořádání do úseků podle velikosti silentbloků, křivku jsem nahradil obdélníky a pomocí programu Inventor zjistil jejich plochu tak jako v kapitole 7.

Protože při použití dynamického sypného úhlu  $\psi_d = 15^\circ$  byla celková plocha menší než vypočítaná podle vztahu (9.1), úhel byl zvětšen na  $\psi_d' = 19^\circ$ . Po této změně byla plocha zatížení odpovídající.



Obrázek 10.3 - Zjištění ploch nahrazujících obdélníků

Plynulou křivku plochy materiálu nad válečkem jsem nahradil obdélníky postupem z kapitoly 7. Nahrazení plochy obdélníky jsem zhotovil v programu Inventor [17], pomocí něhož jsem zjistil plochy jednotlivých obdélníků. Označení ploch odpovídá označení na obrázku 10.3.

$$S_1 = 2503 \text{ mm}^2$$

$$S_2 = 7021 \text{ mm}^2$$

$$S_3 = 10583 \text{ mm}^2$$

$$S_4 = 13278 \text{ mm}^2$$

$$S_5 = 14985 \text{ mm}^2$$

$$S_6 = 15778 \text{ mm}^2$$

### Kontrola velikosti plochy materiálu

Pro kontrolu nahrazené plochy jsem sečetl jednotlivé plochy zjištěné pomocí programu a vynásobil dvěma, protože je zatížení osově souměrné.

$$S_c = (S_1 + S_2 + S_3 + S_4 + S_5 + S_6) \cdot 2$$
$$S_c = (2503 + 7021 + 10583 + 13278 + 14985 + 15778) \cdot 2 \cdot 10^{-6} = 0,128 \text{ m}^2 \quad (10.1)$$

Kde:

$S_c$  - celková nahrazená zatěžující plocha [ $\text{m}^2$ ]

Zatěžující plocha podle vztahu (9.1) vyšla  $S = 0,129 \text{ m}^2$ . Nahrazení plochy můžeme považovat za správné.

### Výpočet působící síly pro jednotlivé zatěžující elementy

Pomocí zjištěných ploch jednotlivých obdélníku jsem dopočítal zatížení, které tyto plochy vyvozují na plášť válečku.

$$F_1 = S_1 \cdot t \cdot \varphi \cdot g + \frac{Q_{sp1}}{6} = 2503 \cdot 1000 \cdot 2100 \cdot 9,81 \cdot 2,5 \cdot 10^{-9} + \frac{483}{12} = 230 \text{ N} \quad (10.2)$$

$$F_2 = S_2 \cdot t \cdot \varphi \cdot g + \frac{Q_{sp2}}{6} = 7021 \cdot 1000 \cdot 2100 \cdot 9,81 \cdot 2,5 \cdot 10^{-9} + \frac{483}{12} = 462 \text{ N} \quad (10.3)$$

$$F_3 = S_3 \cdot t \cdot \varphi \cdot g + \frac{Q_{sp3}}{6} = 10583 \cdot 1000 \cdot 2100 \cdot 9,81 \cdot 2,5 \cdot 10^{-9} + \frac{483}{12} = 646 \text{ N} \quad (10.4)$$

$$F_4 = S_4 \cdot t \cdot \varphi \cdot g + \frac{Q_{sp4}}{6} = 13278 \cdot 1000 \cdot 2100 \cdot 9,81 \cdot 2,5 \cdot 10^{-9} + \frac{483}{12} = 784 \text{ N} \quad (10.5)$$

$$F_5 = S_5 \cdot t \cdot \varphi \cdot g + \frac{Q_{sp5}}{6} = 14985 \cdot 1000 \cdot 2100 \cdot 9,81 \cdot 2,5 \cdot 10^{-9} + \frac{483}{12} = 872 \text{ N} \quad (10.6)$$

$$F_6 = S_6 \cdot t \cdot \varphi \cdot g + \frac{Q_{sp6}}{6} = 15778 \cdot 1000 \cdot 2100 \cdot 9,81 \cdot 2,5 \cdot 10^{-9} + \frac{483}{12} = 913 \text{ N} \quad (10.7)$$

### Výpočet zatížení od pásu

$$Q_{spl} = B \cdot t \cdot \rho_p \cdot g$$

$$Q_{spl} = 1,6 \cdot 1 \cdot 30,8 \cdot 9,81 = \underline{\underline{483 \text{ N}}} \quad (10.8)$$

kde:

$Q_{spl}$  - zatížení od pásu pro jednoválečkové uspořádání [N]

$B$  - šířka pásu [m]

$t$  - rozteč válečků [m]

$\rho_p$  - hmotnost pásu [ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-2}$ ]

### Zatížení z nahrazujícího modelu

Celkové zatížení se vypočítá součtem jednotlivých zatížení vynásobený dvakrát, protože je zatížení souměrné.

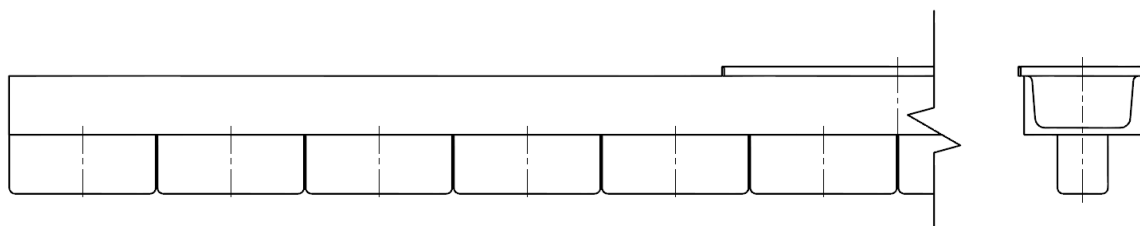
$$Q_z' = 2 \cdot (F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + F_5 + F_6)$$

$$Q_z' = 2 \cdot (230 + 462 + 646 + 784 + 872 + 913) = 7807 \text{ N}$$

Zatížení vypočítané při zavedení zjednodušení porovnáám se zatížením vypočítané podle vztahu (9.3) ( $Q_r = 7853 \text{ N}$ ).

Rozdíl nahrazeného zatížení a zatížení vypočítaného se téměř neliší (0,6%). Výsledné nahrazení tedy považuji za správné.

## 10.2. Kontrola U-profilu



Obrázek 10.4 - Tvar zatěžující části

Přítlačná část je tvořena U-profilem s proměnnou výškou stojin viz obrázek 10.4.

U-profil bude namáhaný ohybem od sil vyvozených jednotlivými silentbloky.

Zvolil jsem profil z katalogu firmy Feron [12]: UPE 100



## Výpočet ohybového momentu

Při výpočtu ohybového momentu jsem uvažoval, že část přípravku opřená o tělo trhačky bude přitlačována jak šroubem, tak silentbloky umístěnými pod touto částí a proto jsem tuto část z výpočtu ohybového momentu vypustil. Okraj trhačického stroje uvažuji jako vetknutí. Znázornění a zjištěné hodnoty jsou zřejmé z obrázku 10.5 a tabulky 10.1.

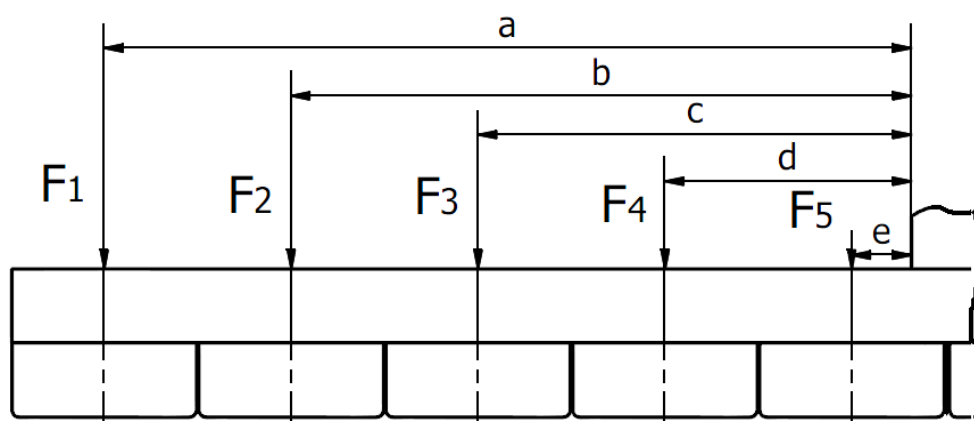
$$\begin{aligned}M_o &= F_1 \cdot a + F_2 \cdot b + F_3 \cdot c + F_4 \cdot d + F_5 \cdot e \\M_o &= 230 \cdot 545,75 + 462 \cdot 419,25 + 646 \cdot 292,75 + 784 \cdot 166,25 + 872 \cdot 39,75 \\M_o &= 673335 \text{ Nmm}\end{aligned}\tag{10.9}$$

kde:

$M_o$  - ohybový moment [N.mm]

$F_i$  - síly vyvolané jednotlivými silentbloky [N]

$a - e$  - vzdálenosti středů silentbloků od kraje trhačky [mm]



Obrázek 10.5 - náčrtek pro výpočet ohybového momentu

Tabulka 10.1 - vzdálenosti středů silentbloků od těla trhačky

Označení	a	b	c	d	e
Hodnota [mm]	545,75	419,25	292,75	166,25	39,75

Modul průřezu v ohybu vychází z katalogu firmy Feron [12], ze kterého jsem profil volil.

$$W_o = 8490 \text{ mm}^3$$

### Kontrola zvoleného profilu

Profil je namáhán od ohybového momentu, který je vyvozen jednotlivými silentbloky. Bezpečnost jsem zvolil jako polovina meze kluzu materiálu přípravku, ve výpočtu  $k = 2$ .

Výsledná hodnota musí vyjít rovna nebo menší mezi kluzu zvoleného materiálu.

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} = \frac{Re}{k}$$
$$Re = \frac{k \cdot M_o}{W_o} = \frac{2 \cdot 673335}{8490} = \underline{\underline{159 \text{ MPa}}} \quad (10.10)$$

Zvolený profil je vyroben z materiálu 1.0038 s mezí kluzu  $Re = 225 \text{ MPa}$ .

Vypočítaná hodnota vyšla o 66 MPa nižší, velikost profilu a jeho materiál jsem zvolil správně.

### 10.3. Výpočet průhybů horní části

Velikost průhybů jsem vypočítal pomocí programu Hřídél [18], dostupného na počítačích Katedry částí a mechanismů strojů.

Protože program umí počítat jen s válcovými nebo kuželovými profily, U profil jsem nahradil podle rovnice (10.11).

Hodnotu momentu setrvačnosti k ose ohybu pro U profil jsem zjistil v katalogu firmy Ferona [12].

$$I_y = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$
$$d = \sqrt[4]{\frac{I_y \cdot 64}{\pi}} = \sqrt[4]{\frac{293000 \cdot 64}{\pi}} = 49,5 \text{ mm} \quad (10.11)$$

kde:

$I_y$  - moment setrvačnosti k ose ohybu [ $\text{mm}^4$ ]

$d$  - průměr nahrazujícího válce [mm]

Vypočítané průhyby pomocí programu Hřidel [18] pro příslušné síly podle obrázku 10.5.

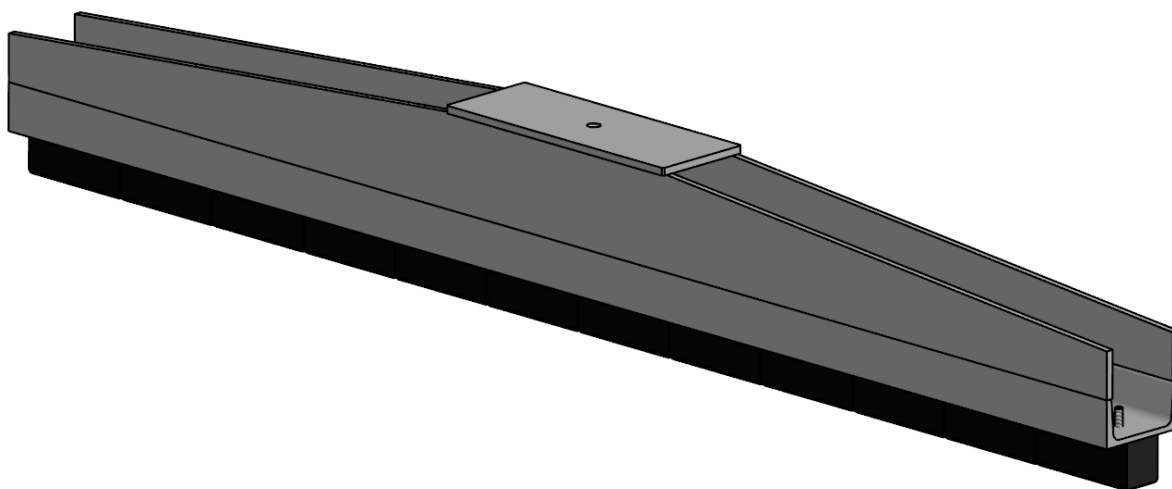
Tabulka 10.2 - výstupní údaje z programu Hřidel

Vystupni soubor : pruhby.R1				
VYSTUPNI UDAJE (rovina X-Z) :				
z	pruhby	moment	pos.sila	Napeti [Mpa]
[mm]	[mm]	[N*m]	[N]	
-----				
0.000	0.000000	673.3	2994.0	56.5
39.750	-0.009531	554.3	2122.0	46.6
166.250	-0.124088	285.9	1338.0	24.0
292.750	-0.316840	116.6	692.0	9.8
419.250	-0.543271	29.1	230.0	2.4
545.750	-0.779744	-0.0	230.0	-0.0

Protože maximální průhyb vyšel hodně vysoký (-0,78 mm), musel jsem konstrukci horní části upravit.

Nejlepším řešením by bylo navrhnout průběh tuhosti nosníku takový, aby nemusely být silentbloky odstupňovány a potřebná změna velikosti zatěžující síly by byla vyvolána průhybem profilu. Protože však má být řešení variabilní pro více délek válečků a průběh zatížení se mění, toto řešení nemůžu použít.

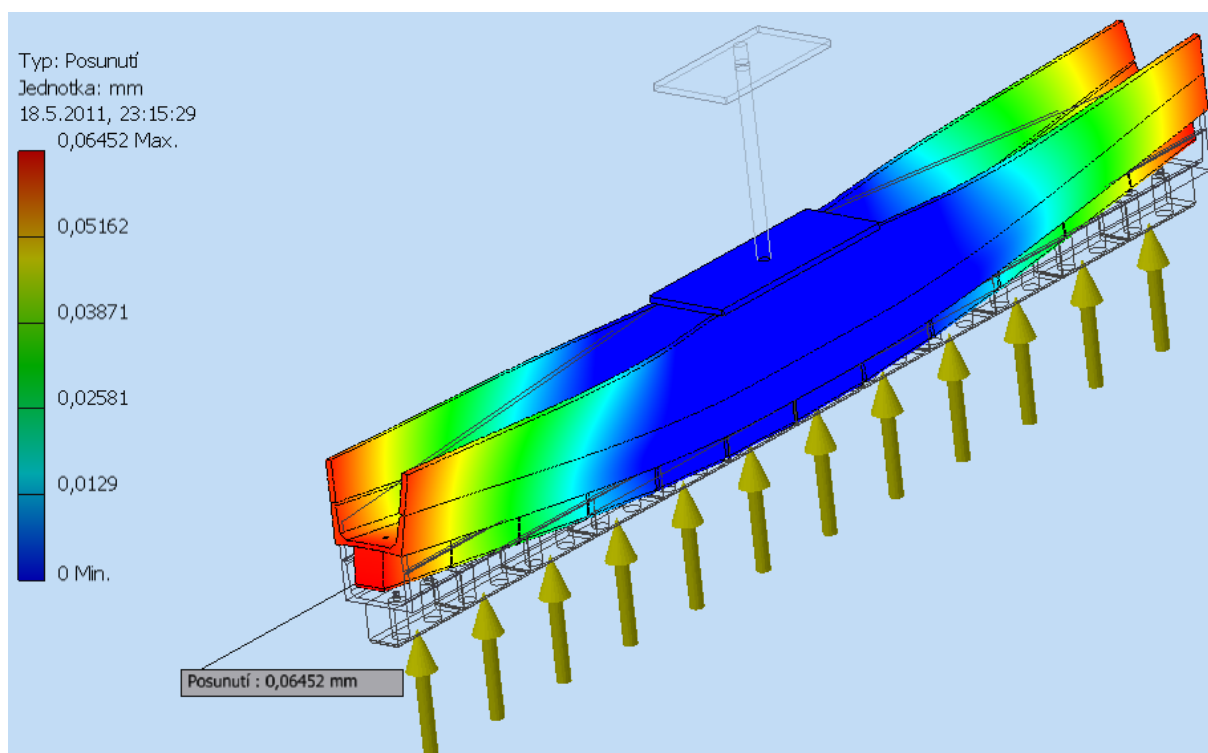
Jako nejvhodnější řešení jsem zvolil vyztužení profilu ocelovými pásy znázorněné na obrázku 10.6.



**Obrázek 10.6 - vyztužená zatěžující část přípravku**

Protože vyztužený profil nebyl po celé délce konstantní a nahrazení z předchozího výpočtu už nebylo možné, průhyby jsem vypočítal pomocí MKP výpočtu v programu Inventor [17].

Hodnoty průhybů jsou zaznamenány v tabulce 10.3.



**Obrázek 10.7 - MKP výpočet průhybů horní části přípravku**

**Tabulka 10.3 - hodnoty průhybů pod jednotlivými silami**

Pozice	Průhyb [ mm ]
F1	0,065
F2	0,044
F3	0,032
F4	0,02
F5	0,01

Po vyztužení profilu je maximální průhyb zatěžující části 0,065 mm. Tuto hodnotu považují za přijatelnou.

Z důvodu průhybu a jako prostor pro nalepení tenzometrické aparatury na tělo válečku při měření je mezi válečkem a tělem spodní části přípravku mezera 28 mm.

Kontrolu ohybového momentu není potřeba přepočítávat, protože úpravy zvyšují pevnost součásti, zvolená bezpečnost tedy bude dodržena.

#### **10.4.      *Kontrola upínacího šroubu***

Pro upnutí horní části přípravku slouží závitová tyč, uchycená přes desku k trhacímu stroji. Závit tyče jsem zvolil M16 pevnosti 4.8, povrchová úprava zinek bílý [15].

Šroub je namáhán od tíhy horní části přípravku při klidu. Minimální bezpečnost jsem zvolil  $k = 2$ .

##### **Parametry závitů**

$$P = 2 \text{ mm}$$

$$d = 16 \text{ mm}$$

$$d_2 = 14,701 \text{ mm}$$

$$d_3 = 13,546 \text{ mm}$$

#### **10.5.      *Výpočet osově síly***

Osová síla vzniká pouze od tíhy přípravku se silentbloky.

$$F_o = m \cdot g = 37,9 \cdot 9,81 = 371,8 \text{ N} \quad (10.12)$$

kde:

$F_o$  - osová síla ve šroubu [N]

$m$  - hmotnost přípravku [kg]

### 10.5.1. Výpočet minimálního průměru šroubu

Minimální malý průměr šroubu jsem navrhl z napětí ve šroubu vzniklého od osově síly  $F_o$ .

$$\sigma_d = \frac{F_o}{S_{sr}} \cdot \beta \leq \frac{Re}{k_s} \quad (10.13)$$

$$\frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3'^2}{4}} \cdot \beta \leq \frac{Re}{k_s} \Rightarrow d_3' = \sqrt{\frac{4 \cdot F_o \cdot \beta \cdot k_s}{\pi \cdot Re}}$$

$$d_3' = \sqrt{\frac{4 \cdot 371,8 \cdot 1,3 \cdot 2}{\pi \cdot 320}} = \underline{\underline{1,96 \text{ mm}}}$$

kde:

$\sigma_d$  - dovolené napětí ve šroubu [MPa]

$S_{sr}$  - průřez dříku šroubu [mm]

$d_3'$  - minimální průměr dříku šroubu [mm]

$Re$  - mez kluzu zvoleného materiálu [MPa]

$k_s$  - statická bezpečnost [-]

$\beta$  - součinitel neznámého krutu [-]

Protože vypočítaný minimální průměr je mnohokrát menší než zvolený, není potřeba dále pokračovat v kontrole šroubu a zvolený průměr považuji za vyhovující.

Protože by při zatěžování mohlo dojít k posunutí zatěžující části, vypočítám maximální utahovací moment pro zvolený šroub. Tímto momentem by měl být šroub při používání přípravku dotažen k zajištění dostatečné tuhosti přípravku.

### 10.5.2. Výpočet třecího úhlu a úhlu tření pod maticí:

$$\psi = \arctg \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{2}{\pi \cdot 14,701} = 2,48^\circ \quad (10.14)$$

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\beta}{2}} = \arctg \frac{0,17}{\cos 30} = 11,1^\circ \quad (10.15)$$

kde:

$\psi$  - úhel stoupání závitu [°]

$\varphi'$  - redukovaný třecí úhel [°]

$P$  - stoupání šroubu [mm]

$d_2$  - střední průměr závitu [mm]

$d_3$  - malý průměr závitu [mm]

$f_z$  - součinitel tření [-] - zvoleno pro kontakt ocel-ocel bez mazání

$\beta$  - úhel profilu závitu [°]

### 10.5.3. Výpočet maximální osové síly

Maximální osovou sílu jsem počítal pro jádro šroubu, aby nedošlo k utržení šroubu.

$$\sigma_d = \frac{F_o}{S} \leq \frac{Re}{k_s} \quad (10.16)$$

$$F_o \leq \frac{Re \cdot S}{k_s} = \frac{Re \cdot \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}{k_s}$$

$$F_o \leq \frac{320 \cdot \frac{\pi \cdot 13,546^2}{4}}{2} = \underline{\underline{23058,6 \text{ N}}}$$

### 10.5.4. Výpočet maximálního utahovacího momentu

Při výpočtu vycházím z vypočítané osové síly ve šroubu podle rovnice (10.17). Výsledný utahovací moment je součtem momentu tření pod maticí a v závitech matice.

$$r_t = \frac{D_o + s}{4} = \frac{17,5 + 24}{4} = 10,375 \text{ mm} \quad (10.17)$$

$$M_u = M_{tz} + M_{tm} = F_o \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) + F_o \cdot f_m \cdot r_t$$

$$M_u = 23058,6 \cdot \frac{14,701}{2} \cdot \operatorname{tg}(11,1 + 2,48) + 23058,6 \cdot 0,17 \cdot 10,375 \quad (10.18)$$

$$M_u = \underline{\underline{81611 \text{ Nmm}}}$$

kde:

$M_u$  - utahovací moment [Nmm]

$M_{tz}$  - moment tření v závitech [Nmm]

$M_{tm}$  - moment tření pod maticí [Nmm]

$f_m$  - tření pod maticí [-]

$r_t$  - třecí poloměr pod maticí [mm]

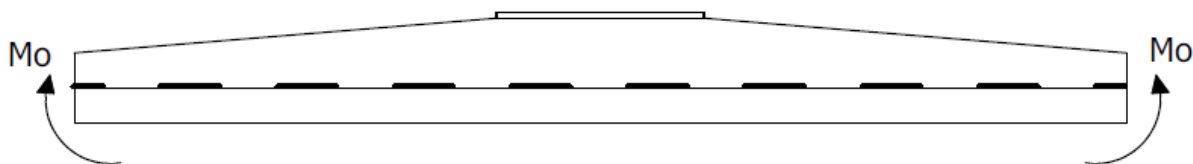
$D_o$  - průměr díry pro šroub [mm]

$s$  - průměr dosedací plochy matice [mm]

Při umísťování přípravku na trhací stroj by měl být šroub sloužící pro zavěšení horní části přípravku utažen utahovacím momentem  $M_u = 80 \text{ Nm}$ .

## 10.6. Kontrola svaru

Svar mezi U profilem a výztuhami je namáhán od ohybového momentu vypočítaného podle vztahu (9.1). Protože bude svar namáhán cyklicky, maximální dovolené napětí jsem zvolil  $\sigma_{dov} = 50 \text{ MPa}$ . Pro svaření U profilu a výztuhy jsem zvolil přerušovaný svár V 5.



Obrázek 10.8 - zobrazení umístění a namáhání svaru

$$\sigma_{\perp}^{Mo} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_o}{2 \cdot \frac{s \cdot l_s^2}{6}} \leq \sigma_{dov} \quad (10.19)$$

$$\sigma_{\perp}^{Mo} = \frac{673335}{2 \cdot \frac{5 \cdot 450^2}{6}} = \underline{\underline{1,995 \text{ MPa}}}$$

$$l_s = l_{1s} \cdot n$$

$$l_s = 30 \cdot 15 = 450 \text{ mm}$$



kde:

$l_{ls}$  - Délka jednoho svaru [mm]

$n$  - Počet svarů [-]

$l_s$  - Celková délka svaru [mm]

$\sigma_{\perp}^{Mo}$  - Ohybové napětí ve svaru [MPa]

Ohybové napětí ve svaru vyšlo menší než zvolené dovolené napětí. Navržený svár považuji za správný.

## 11. Závěr

V úvodu práce jsem podle zadání vytvořil rešerši výrobního programu firmy Transroll a objasnění pojmů potřebných pro pochopení problematiky bakalářské práce.

Z dostupné literatury jsem vypočítal zatížení působící na válečkovou stolicí a zatížení středního, nejvíce namáhaného válečku. V katalogu firmy Transroll [11] je uvedeno maximální zatížení středního válečku (při stejných podmínkách jako při výpočtu (5.4)) 470 kg. Mnou vypočtená hodnota zatížení je 604 kg (5.4). Vypočítané zatížení jsem navýšil o dynamický součinitel rázu při přechodu přes stolicí. Celková hodnota pak vyšla 1510 kg. Pokud je v katalogu uvedena hodnota bez dynamického součinitele, který by bylo pro zákazníka obtížné zjistit, je rozdíl dovolených zatížení 134 kg. Takovýto rozdíl je značný. Pozdější měření prokáže, zda válečky vyhoví i zvýšenému namáhání.

Pro další výpočet jsem navrhl zjednodušující model zatížení. Správnost zjednodušení jsem zkontroloval porovnáním navrženého a vypočteného zatížení. Výsledné zatížení jsem rozdělil do úseků tak, aby bylo možné realizovat nerovnoměrné zatížení válečků při provozu. Rozdílné hodnoty zatížení budou vytvořeny odstupňováním zatěžujících elementů. Jako zatěžující elementy jsem zvolil hranolové silentbloky.

Protože pro zvolené silentbloky nebylo možné dohledat jejich deformační vlastnosti, dohledal jsem, na základě podobnosti se silentbloky společnosti Fram se známými vlastnosti, graf deformace v závislosti na zatížení.

Konstrukci přípravku jsem navrhl tak, aby byla zajištěna variabilita použití. Pevnostní výpočty jsem počítal pro maximální možné zatížení přípravku. K tomu jsem musel vypočítat zatížení nejdelšího z vybraných válečků, vytvořit zjednodušující model a určit jednotlivé působící síly. Konstrukci přípravku jsem navrhl tak, aby bylo možné použít pro měření trhačního stroje ZD-40.

Pro výrobu přípravku jsem vytvořil kompletní výrobní dokumentaci. K bakalářské práci jsem podle zadání přiložil pouze sestavný výkres horní i dolní části a sestavu přípravku usazeného do trhačního stroje.

## 12. Seznam použité literatury

### 12.1. Použitá literatura

- [1] POLÁK, Jaromír; PAVLISKA, Jiří; SLÍVA, Aleš. *Dopravní a manipulační zařízení I.* 1. vydání. Ostrava : VŠB-TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 2001. 104 s. ISBN 80-248-0043-8.
- [2] POLÁK, Jaromír, et al. *Dopravní a manipulační zařízení II.* 1. vydání. Ostrava : VŠB-TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 2003. 109 s. ISBN 80-248-0493-X.
- [3] HAVELKA, Zdeněk; TŮMA, Jiří . *Teorie pásových dopravníků.* Praha : ZP ČVTS, 1971. 249 s.
- [4] DRAŽAN, František; JEŘÁBEK, Karel. *Teorie a stavba dopravníků.* Praha : Ediční středisko ČVUT, 1983. 290 s.
- [5] DRAŽAN, František; JEŘÁBEK, Karel. *Manipulace s materiálem.* Praha : SNTL, 1979. 456 s.
- [6] POLÁK, Jaromír; PAVLISKA, Jiří; SLÍVA, Aleš. *Dopravní a manipulační zařízení.* Ostrava : VŠB-TECHNICKÁ UNIVERZITA, 2001. 104 s
- [7] KLIMECKÝ, Oldřich, et al. *Manipulace s materiálem : Doprava v lomech.* Ostrava : VŠB v Ostravě, 1988. 320 s.
- [8] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky.* čtvrté doplněné vydání. Úvaly : ALBRA - pedagogické nakladatelství, 2008. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.

### 12.2. Použitá norma

- [9] ČSN ISO 5048. *Zařízení pro plynulou dopravu nákladů PÁSOVÉ DOPRAVNÍKY S NOSNÝMI VÁLEČKY Výpočet výkonu a tahových sil.* Praha : Český normalizační institut, 1993. 15 s.

### **12.3. Použité zdroje internetu**

- [10] *CONTINENTAL MATADOR RUBBER* [online]. 2011 [cit. 2011-05-09]. Katalog dopravních pásů. Dostupné z WWW:  
<<http://www.matador.sk/index.cfm?Module=ActiveWeb&page=WebPage&s=belts>>.
- [11] *TRANSROLL - CZ* [online]. 2011 [cit. 2011-05-09]. Katalog dopravníkových válečků. Dostupné z WWW: <<http://www.transroll.cz/cs/dopravni-komponenty/valecky/>>.
- [12] Katalog polotovarů Feron, a.s.,  
Dostupný na WWW: *TRANSROLL - CZ* [online]. 2011 [cit. 2011-05-09]. Katalog dopravníkových válečků. Dostupné z WWW:  
<<http://www.transroll.cz/cs/dopravni-komponenty/valecky/>>.
- [13] *RUBENA* [online]. 2011 [cit. 2011-05-09]. Katalog výrobků. Dostupné z WWW:  
<<http://www.rubena.cz/default.asp?CatID=1992&TYPTREE=1>>.
- [14] *FRAM* [online]. 2011 [cit. 2011-05-09]. Katalog silentbloků. Dostupné z WWW:  
<<http://www.rubber.cz/ke-stazeni>>.
- [15] *Šrouby Soukup* [online]. 2011 [cit. 2011-05-09]. Spojovací materiál. Dostupné z WWW:  
<<http://www.sroubysoukup.cz/zavitove-tyce/din-975-zavitova-tyc-1m/>>.
- [16] *Severočeské doly* [online]. 2011 [cit. 2011-05-09]. Hornické listy. Dostupné z WWW:  
<<http://www.sdas.cz/files/sdas/HL/HL11-2010.pdf>>.

### **12.4. Použité programy**

- [17] Inventor Professional [online]. Ver. 10. Autodesk, studentská verze, 2009.
- [18] Hřídél [katedra 347]. Ver. 3.0. Mikeš Ivan, Miloš Němček, Ostrava 1998.

## **13. Seznam příloh**

Výkresy:

POP-110 - Sestava celku

POP-110-1 - Sestava nosné části

POP-110-2 - Sestava zatěžující části